

возрастанию коэффициента перекрытия, что может привести к трехпарному зацеплению в момент времени, когда одна из пары зубьев будет контактировать в полюсе. В этом случае нагрузка на зуб уменьшится примерно в три раза, что благоприятно скажется на напряжениях и в целом на прочности передачи.

Однако уменьшение угла зацепления не беспредельно. Если угол зацепления достигает значения, при котором $\operatorname{tg} \alpha$ станет равным или меньше коэффициента трения скольжения, в передаче возникнет заедание, что приведет к значительному износу зубьев.

Геометрические исследования проведены и для других характеристик передачи. Коэффициент перекрытия возрастает с уменьшением угла зацепления. Приведенный радиус кривизны мало зависит от изменения угла зацепления, но зависит от коэффициента разновидности.

Зависимость приведенного радиуса кривизны от коэффициента разновидности приводит к тому, что в отдельных точках могут появиться отдельные "выбросы", что указывает на особые аномальные места для контактных напряжений.

Прочность передачи, как известно, определяется контактными и изгибными напряжениями. Геометрическое моделирование зоны контактных напряжений позволило получить инженерные формулы расчета этих напряжений, в том числе, и для эволютных зацеплений [16]. Применение геометрических исследований к видам пространственных передач [17] для последних определена их оптимальная форма. Ею оказалась гиперболическая передача.

В результате проведенных исследований получены два вида зацеплений [18, 19], на которые получены патенты. Передача, в которой зацепление происходит от точки входа в зацепление до полюса, названа передачей с односторонним зацеплением. Если же контактируют передачи на всем участке линии зацепления, названы такие передачи дозаполносными. Такое наименование передач использовано в передачах Новикова.

Выводы:

1. Геометрическими методами показана возможность синтеза обкатного зацепления с выпукло-вогнутым контактом.
2. С помощью замены зацепления четырехзвенным механизмом путем построения Бобилье записано дифференциальное уравнение зацеплений.
3. Получено достаточное условие обкатности зацепления.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука. – 1968. – 584с. 2. Павлов А.И. Развитие геометрической теории зубчатых зацеплений // Вестник Харьк. гос. политехн. ун-та. – Харьков, 2000. – Вып.116. – С.104-107. 3. Павлов А.И. Совершенствование зубчатых зацеплений с выпукло-вогнутым контактом // Вестник Харьковского национального университета "ХПИ". – Харьков, 2001. – Вып.6. – С.181-184. 4. Павлов А.И. Особенности зацеплений с выпукло-вогнутым контактом для силовых зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2002. – Вып.6, т.1. – С.43-45. 5. Павлов А.И. Контактное взаимодействие выпуклой и вогнутой поверхностей в зубчатом зацеплении // Вестник Харьковского национального технического университета "ХПИ". – Харьков. – 2002. – Вып.10, т.2. – С.99-102. 6. Павлов А.И. Качественные характеристики эволютного зацепления // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2003. – №4. – С.19-20. 7. Павлов А.И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2003. – Вып.5. – С.103-106. 8. Павлов А.И. Сопряженные обкатные поверхности для зубчатых зацеплений // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2004. – №4. – С.22-24. 9. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Подальший розвиток теорії зачеплень для побудови силових зубчастих передач // Машинознавство. – Львів, 2003. – №10. – С.30-32. 10. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В., Павлов А.И. Аналитическое описание эволютного зацепления // Вестник Харьковского национального университета "ХПИ". – Харьков, 2003. – Вып.9, т.2. – С.23-26. 11. Павлов А.И., Кириченко А.Ф. Уравнение Эйлера-Савари для общего случая зацепления // Вісник СХУ ім. В. Даля. Науковий журнал. – Луганськ, 2002. – №3(49). – С.191-192. 12. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Чайка Э.Г. Компьютерное построение эволютного зацепления // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Вип.18 "Підвищення надійності відновлюємих деталей машин". – Харків, 2003. – С.160-163. 13. Павлов А.И., Чайка Э.Г. Исследование приведенного радиуса кривизны в нормальном сечении зацепления с выпукло-вогнутым контактом обкатной косозубой цилиндрической зубчатой передачи с помощью программного комплекса VISSIM // 36. "Геометричне та комп'ютерне моделювання". – Харків: Харк. держ. акад. техн. та орган. харч. 2002. – Вип.2 – С.108-111. 14. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Немцев В.В. Графическое изображение приведенного радиуса кривизны в зацеплении зубчатых передач // "Системні технології". Регіональний міжвузівський збірник наукових праць "Сучасні проблеми геометричного моделювання". – Вип.3(44). – Дніпропетровськ, 2006. – С.41-45. 15. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Зависимость между параметрами зацепления в эволютной передаче // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2006. – Вып.22. – С.24-28. 16. Павлов А.И., Вербицкий В.И. Геометрическое моделирование зоны контакта при взаимодействии двух упругих цилиндров // 36. "Геометричне та комп'ютерне моделювання". – Харків: Харк. держ. акад. техн. та орган. харч. 2006. – Вип.15. – С.95-99. 17. Павлов А.И. Ось зацепления пространственной передачи // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2002. – Вып.7, т.2. – С.58-59. 18. Патент Украины №68700. Авт. Павлов А.И. Зубчаста передача з еволютним одностороннім зачепленням. – Опубл. 16.08.2004. Бюл. №8. 19. Патент Украины №68725. Авт. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Зубчаста передача з еволютним двостороннім зачепленням. – Опубл. 16.08.2004. Бюл. №8.

Поступила в редколлегию 11.04.12

УДК 621.833

П.Л. НОСКО, д.т.н., проф., зав. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск;
А.И. ПАВЛОВ, д.т.н., профессор каф. инж. графики ХНАДУ "ХАДИ", Харьков;
С.В. АНДРИЕНКО, преп. каф. инж. графики ХНАДУ "ХАДИ";
М.И. СТЕПАНОВ, студент ХНАДУ "ХАДИ"

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ВЫПУКЛО-ВОГНУТОГО КОНТАКТА В ЗУБЧАТОМ ЗАЧЕПЛЕНИИ

Рассмотрены условия использования в зубчатых передачах выпукло-вогнутого контакта рабочих поверхностей.

Розглянуто умови застосування в зубчастих передачах опукло-увігнутого контакту робочих поверхонь.

The conditions of using of gearing with convex-concave contact working surfaces are considered.

Постановка задачи. В наиболее распространенном эвольвентном зацеплении имеет место контакт двух выпуклых поверхностей. С целью снижения контактных напряжений напрашивается применение выпукло-вогнутого контакта в зубчатом зацеплении. Для определения напряжений в случае контакта двух выпуклых поверхностей используется формула Герца

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{b\rho}}, \quad (1)$$

где P – сила в зоне контакта; E – модуль упругости; b – ширина зубчатого венца; ρ – приведенный радиус кривизны, определяемый по формуле

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 - \rho_2}. \quad (2)$$

Здесь ρ_1, ρ_2 – больший и меньший радиусы кривизны контактирующих поверхностей с учетом их знаков, при этом $\rho_1 > 0$.

Для выпукло-вогнутого контакта формула Герца не применима. В работе [1] получена формула для случая выпукло-вогнутого контакта, при этом ρ_1 и ρ_2 положительны, а их отношение ρ_2/ρ_1 больше 1/2.

$$\sigma_m = 0,8253 \sqrt{\frac{P^2 E}{b^2 \rho_0^2}}. \quad (3)$$

Цель работы – исследовать эффективность применения выпукло-вогнутого контакта за счет снижения контактных напряжений путем вычисления их по формулам (1) и (3) и последующего сравнения между собой.

Основная часть. Отношение напряжений, вычисленных по (1) и (3) обозначим

$$k = \frac{\sigma}{\sigma_m}, \quad (4)$$

которое равно

$$k = \frac{0,418}{0,841} \sqrt{\frac{bE\rho^4}{P\rho_0^3}}. \quad (5)$$

Из (5) видно, что эффективность применения выпукло-вогнутого контакта неоднозначна. Поскольку коэффициент k должен быть больше 1, то соотношение

$$\frac{\rho_0}{\rho} < \frac{bE}{64P}. \quad (6)$$

Напрашивается вопрос исследования соотношения приведенных радиусов кривизны. Рассматривая построение Бобилье для эвольвентного зацепления (рисунк 1), получим такие выражения для вычисления радиусов кривизны кон-

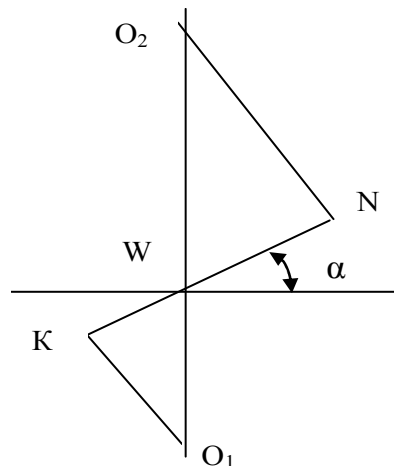


Рисунок 1 – Построение Бобилье для эвольвентного зацепления

тактирующих поверхностей:

– радиус кривизны эвольвенты на зубе шестерни $\rho_1 = r \sin \alpha - (x / \cos \alpha)$, где r – радиус делительной окружности KW ; x – абсцисса точки контакта (вдоль межцентровой линии); α – угол зацепления;

– радиус кривизны эвольвенты на зубе колеса $\rho_2 = ur \sin \alpha + (x / \cos \alpha)$, где u – передаточное число;

– приведенный радиус кривизны двояковыпуклого контакта

$$\rho = \frac{ur^2 \sin^2 \alpha + x^2 \sec^2 \alpha}{(u+1)r \sin \alpha} - x \sec \alpha, \quad (7)$$

а в полюсе зацепления

$$\rho = \frac{ur \sin \alpha}{u+1}. \quad (8)$$

Для выпукло-вогнутого зацепления (эвольвентной передачи) имеем:

– радиус кривизны боковой поверхности на зубе колеса $\rho_1 = l_2 + x \sec \alpha$, где от центра кривизны боковой поверхности до полюса передачи $l_2 \approx k$ (рисунк 2);

– радиус кривизны боковой поверхности на зубе шестерни $\rho_2 = l_1 + x \sec \alpha$, где $l_1 \approx (u+1)k/u$.

Тогда приведенный радиус кривизны выпукло-вогнутого контакта в полюсе зацепления $\rho_0 = (u+1)k$.

Для сравнения взят вариант передачи: передаточное отношение 2, модуль 5мм, число зубьев шестерни 20, ширина венца 50мм, материал – сталь, нормальная нагрузка 500Н. Для эвольвентной передачи $k=5m$, и тогда $\rho_0^3/\rho^4 = 2,25$, а $(bE)/(64P) = 3,2$, что позволяет получить соответствующий эффект от применения эвольвентного зацепления.

Выводы. Для заданных условий контакта в зацеплении эффект применения выпукло-вогнутого характера может быть и не получен, так что усложнение технологии изготовления зубчатых колес вовсе не обязательно.

Список литературы. 1. Павлов А.И., Вербицкий В.И. Геометрическое моделирование зоны контакта при взаимодействии двух упругих цилиндров // 36. "Геометричне та комп'ютерне моделювання". – Харків: Харк. держ. акад. техн. та орган. харч, 2006. – Вип.15. – С.95-99.

Поступила в редакцию 11.04.12